

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

**Dopravník kontinuální myčky nádobí v provozu
jidelny**

*A Continual Handling Conveyor for Washing- Up Machine
in an Eating Room*

Student:

Radim Štebel

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2008

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Dopravník kontinuální myčky nádobí v provozu jídelny

A Continual Handling Conveyor for Washing – Up Machina in an Eating Room

Student: Radim ŠTEBEL

Studijní obor: 2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Pracoviště: Institut dopravy – 342

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši možných variant řešení.
2. Vypracujte konstrukční návrh zvolené varianty dopravníku za podmínek:
 - a) kapacita $600 \text{ osob} \cdot \text{h}^{-1}$
 - b) minimální délka dopravníku stanovena nutným technologickým postupem
 - c) maximální délka dopravníku je 5 m
 - d) běžná skladba použitého nádobí
 - e) hygieničnost provozu a možnost snadného čištění
3. K řešení použijte potřebné technologické a pevnostní výpočty

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: min. 30 stran textu mimo přílohy

Rozsah grafických prací: min. 8 A4

Seznam doporučené literatury:

PETRUŽELKA, J. *Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL: [http://www.345.vsb.cz/jiripetruselka/Texty/Jak %20psat.pdf](http://www.345.vsb.cz/jiripetruselka/Texty/Jak%20psat.pdf)>.

ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J. HRABOVSKÝ, L.: *Dopravní a manipulační zařízení II*, VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X

CVEKL, Z., DRAŽAN, F.: *Teoretické základy transportních zařízení*, SNTL Praha, 1976

DRAŽAN, F., KUPKA, L.: *Transportní zařízení*. SNTL/SVTL. Praha 1966.

Příslušné normy z oblasti dopravníků a potravinářského průmyslu

Prospekty: firemní materiály a informace z Internetu

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Datum zadání bakalářské práce: 24. září 2008

Datum odevzdání: 22. května 2009

Akademický rok: 2008/2009

.....
Doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
Ředitel ID

.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan FS

V Ostravě dne 24. září 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářskou práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠTEBEL, R. Návrh dopravníku kontinuální myčky nádobí v provozu jídelny. Institut dopravy, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava 2009. Bakalářská práce, vedoucí Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem dopravníku kontinuální myčky v provozu jídelny pro přepravu nádobí o kapacitě 600 [osob·h⁻¹] na maximální vzdálenost 5 [m]. V úvodu bakalářské práce jsou zpracovány možné varianty dopravníků pro kontinuální myčku. Na základě srovnání výhod jednotlivých možností je vybrána nejvýhodnější varianta, splňující veškeré zadané hodnoty. Dále je provedeno konstrukční řešení zvoleného dopravníku, výpočet odporů, výkonu a návrh jednotlivých komponentů poháněcí stanice. Závěr bakalářské práce obsahuje sestavný výkres dopravníku, poháněcí, napínací stanice, a výrobní výkres hnací hřídele.

ŠTEBEL, R. A Continual Handling Conveyor for Washing- Up Maschine in an Eating Room. Institute of Transport, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, Bachelor work, Head: Ing. Brázda, R. Ph.D.

Bachelor thesis deals with a design of continual handling conveyor for washing-up machine in an eating room with the capacity of 600 persons/hour with the maximum distance of 5m. At the beginning, there are elaborated possible variants of conveyors for continual washing-up machine. At the base of comparison of the advantages of each options, the best variant fulfilling all given parameter is chosen. Then, the construction solution of the chosen conveyor is provided, the calculation of resistors, performance and the design of the driving system components. At the end, the design of the conveyor along with driving and tension system and production design of driving shaft are contained.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu panu Ing. Robertu Brázdovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a náměty, čímž mi významně pomohl k vypracování této práce.

Obsah.

Seznam použitého značení	9
1. Úvod	11
2. Mycí stroje.....	13
2.1 Mycí koše	14
3. Možné varianty řešení.....	15
3.1 Volba vhodné varianty	21
4. Konstrukční řešení zvoleného dopravníku	21
4. 1 Varianty řešení tažného prvku.....	22
4.2.1 Konstrukční řešení zvoleného tažného prvku	24
4.2 Nosná konstrukce	25
5. Výpočet dopravníku	30
5.1 Stanovení rychlosti pásu	31
5.2 Určení hmotnosti na páse	31
5.2.1 Hmotnost tažného prvku	33
5.2.2 Hmotnost článkového pásu	34
5.3 Výpočet pohybových odporů	35
5.4 Výpočet potřebného výkonu elektromotoru	36
6. Poháněcí stanice.....	37
6.1 Volba elektromotoru.....	37
6.2 Volba spojky.....	38
6.3 Hnací hřídel	39
6.4 Volba ložiska	40
6.5 Volba řetězového kola	41
6.5.1 Výpočet rozměrů řetězového kola.....	42
7. Napínací stanice.....	46
7.1 Způsoby napínání	47
8. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh.....	50
8.2 Kontrola dopravovaného množství.....	51
9. Volba hřídelového pera pod spojkou.....	53
10. Závěr.....	56
11. Seznam použité literatury	57
12. Přílohy	58

Seznam použitého značení

F_2	zatěžující síla působící na pero hřídele	[N]
F_s	střížná síla	[N]
J_m	moment setrvačnosti elektromotoru	[kg·m ²]
K	celkový odpor způsobený pohybem pásu	[N]
K_1	odpor v pracovní větvi způsobený pohybem pásu	[N]
K_2	odpor ve vratné větvi způsobený pohybem pásu	[N]
L_{\max}	maximální délka dopravníku	[m]
L_{\max}	maximální délka dopravníku	[m]
L_{\max}	maximální délka dopravníku	[m]
M_D	dynamický moment	[N·m]
M_{k_s}	maximální točivý moment spojky	[N·m]
M_m	jmenovitý moment elektromotoru	[N·m]
M_{SM}	statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru	[N·m]
M_Z	rozběhový moment elektromotoru	[N·m]
P	potřebný výkon elektromotoru	[W]
P_M	jmenovitý výkon elektromotoru	[W]
P_p	přenášený výkon spojky	[W]
$P_{\text{řetězu}}$	rozteč řetězu	[kg]
Q_{\min}	minimální dopravní výkon	[m]
R_p	poloměr pera na hnací hřídeli	[m]
b	šířka pera	[m]
b_1	vnitřní šířka vnitřní spony	[m]
b_2	vnější šířka vnitřní spony	[m]
$b_{\text{koše}}$	šířka koše	[m]
d	průměr hnací hřídele	[m]
d_1	vnější průměr čepu	[m]
d_2	vnější průměr pouzdra čepu	[m]
d_3	vnější průměr kladičky	[m]
d_7	vnitřní průměr čepu	[m]
d_a	průměr hlavové kružnice řetězového kola	[m]
d_{\max}	maximální průměr hlavové kružnice řetězového kola	[m]

d_{amin}	minimální průměr hlavové kružnice řetězového kola	[m]
d_d	průměr roztečné kružnice řetězového kola	[m]
d_f	průměr patní kružnice řetězového kola	[m]
d_f	průměr patní kružnice řetězového kola	[m]
$d_{s_{max}}$	maximální průměr hřídele spojky	[m]
$h_{koše}$	výška koše	[m]
i_p	převodový poměr převodovky elektromotoru	[-]
I_s	moment setrvačnosti spojky	[kg·m ²]
k	výška zubu řetězového kola	[m]
k_{max}	maximální výška zubu řetězového kola	[m]
k_{min}	minimální výška zubu řetězového kola	[m]
l	délka pera	[m]
l'	činná délka pera	[m]
l_1	délka čepu	[m]
$l_{koše}$	délka koše	[m]
m_c	celková hmotnost koše s nádobím na jeden metr pásu	[kg·m ⁻¹]
m_{el}	hmotnost elektromotoru	[kg]
m_k	hmotnost koše s nádobím	[kg]
$m_{koše}$	hmotnost koše	[kg]
$m_{lžice}$	hmotnost lžice	[kg]
$m_{nádobí}$	hmotnost nádobí	[kg]
$m_{nože}$	hmotnost nože	[kg]
$m_{pásu}$	měrná hmotnost článkového pásu	[kg·m ⁻¹]
$m_{řetězu}$	hmotnost řetězu	[kg]
$m_{vidličky}$	hmotnost vidličky	[kg]
n_{1m}	počet osob přepravených na 1 metru dopravního pásu	[osob·m ⁻¹]
n_C	počet osob přepravených za hodinu	[osob·h ⁻¹]
n_D	počet osob přepravených na celé délce dopravní trati	[osob]
n_k	počet košů uložených na 1 metr délky pásu	[-]
n_m	jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
p_1	tlak na pero hřídele	[MPa]
p_2	tlak na pero hřídele	[MPa]
p_{D1}	dovolený tlak	[MPa]
p_{D2}	dovolený tlak	[MPa]

q	šířka spony	[m]
r_1	poloměr dna zubu řetězového kola	[m]
$r_{1\max}$	maximální poloměr zubu řetězového kola	[m]
$r_{1\max}$	maximální poloměr dna zubu řetězového kola	[m]
$r_{1\min}$	minimální poloměr dna zubu řetězového kola	[m]
$r_{1\min}$	minimální poloměr zubu řetězového kola	[m]
s_D	vzdálenost vertikálních os řetězového kola napínací stanice a řetězového kola poháněcí stanice	[m]
s	tloušťka spony	[m]
t	čas, za který bod A urazí dráhu dopravníku	[s]
t_1	výška pera v náboji	[m]
$v_{\text{pásu}}$	rychlost dopravního pásu	[m·s ⁻¹]
z	počet zubů řetězového kola	[-]
ζ	koeficient valivého tření mezi kladičkou a lištou	[m]
$f_{\text{č}}$	koeficient čepového tření čepu kladičky	[-]
ξ	součinitel nezahrnutých odporů	[-]
η_c	účinnost poháněcí stanice	[-]
η_m	účinnost elektromotoru	[%]
$\cos\varphi$	účinník elektromotoru	[%]
ω	úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]
τ_{DS}	dovolené napětí ve střihu	[MPa]

1. Úvod

Úkolem této práce je navrhnout vhodný dopravník pro kontinuální myčku v jídelně. V této myčce s automatickým posuvem probíhá mnoho operací (oplachování, předmytí, hlavní mycí program, sušení, apod.) Těmito úseky musí znečištěné nádobí projít, aby se stalo čistým. Také k těmto aspektům je nutno přihlížet při volbě druhu dopravníku.



Obr. 1.1 - myčka s automatickým posuvem nádobí [14]

Navržený dopravník bude sloužit pro přepravu běžného sortimentu nádobí (talíře, sklenice, příbory, tácy apod.) ať už ve speciálních mycích koších nebo na samotném pásu dopravníku.



Obr. 1.2 - nádobí uložené na dopravním pásu [14]

Zvolená nosná konstrukce dopravníku musí odpovídat prostředí, ve kterém se bude nacházet. Měla by být hygienická, co nejjednodušší, stabilní, odolávat vodě a vysokým teplotám. Jelikož se jedná o konstrukci dopravníku pro myčku nádobí, je samozřejmé, že přijde do styku s vodou. Je tedy nutné zvolit materiály nepodléhající korozi, nebo použít povrchové úpravy konstrukce. Samozřejmostí je také zamezení přístupu vody k součástem, na které by voda mohla mít negativní vliv.

2. Mycí stroje

Mycí stroje s automatickým posuvem

Myčí stroje s automatickým posuvem jsou stroje určené k mytí nádobí, u kterých je plynulý posuv nádobí při procesu mytí zajištěn pomocí dopravníku.

Možné varianty dopravníků jsou úzce spjaté s uložením nádobí na páse.

Tyto mycí stroje rozdělujeme podle uložení nádobí na nosném prvku:

a) Pásové mycí stroje

Uchycení nádobí je zajištěno tvarovými plochami přímo na dopravním pásu. Čas pro mytí je zde pevně stanoven, nádobí je jednotných druhů a přísun nádobí je kontinuální. Pro obsluhu jsou zapotřebí minimálně 2 osoby. První osoba ukládá znečištěné nádobí na pás a druhá zajišťuje odebrání již čistého nádobí z druhého konce stroje. Převážná většina nádobí se ukládá přímo na dopravní pás, pouze sklenice, příbory a malé části se ukládají do mycích košů. Existují ovšem také pásy speciálně upravené pro uložení příborů, táců, misek, apod. U těchto pásů tedy není nutné použití košů na nádobí.



Obr. 2.1 - pásový mycí stroj [4]

b) Košové mycí stroje

V tomto případě je nádobí uskladňováno v mycích koších uložených na dopravním pásu. Tato varianta je výhodná v prostředí, kde dochází nepravidelnému přísunu nádobí s variabilním časem pro mytí, nádobí je nejednotné – více druhů. Pro obsluhu myčky je zapotřebí nejméně jedna osoba.

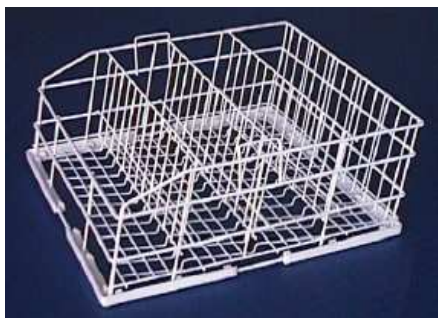


Obr. 2.2 - košový mycí stroj [4]

2.1 Mycí koše

Profesionální koše do mycích strojů patří k důležitým doplňkům myček. Slouží k uložení nádobí při mytí. Samotné koše jsou položeny na pásu, který zajišťuje pohyb košů s nádobím skrz myčku. Jsou vyrobeny z lehkých nedeformujících se materiálů, většinou plastu. Dna košů jsou opatřena otvory, aby se zamezilo usazování zbytků v koších.

Základní provedení košů je určeno pro mytí sklenic, talířů nebo táců. Pro mytí táců se používají koše se speciální úpravou jednoho boku, pro možnost přesahu tácu z obrysu koše.



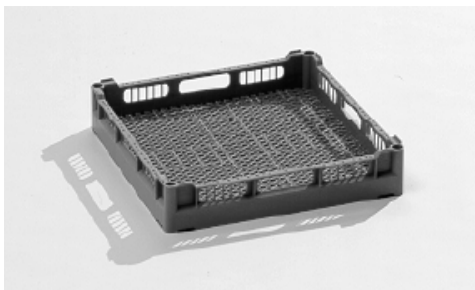
Obr. 2.3 - koš na sklo 4 -dílňý [18]



Obr. 2.4 - koš pro tácy [4]

Provedení plastových košů umožňuje jejich stohování, případně při použití vík i jejich uzavření, při následném uskladnění. Koše určené na mytí skla jsou rozděleny příčkami, které

zajišťují sklenice proti překlopení při manipulaci. Tento typ košů lze použít i na výdej skla při samoobslužném provozu.



Obr. 2.5 - základní koš [18]



Obr. 2.6 - koš na malé části a příbory [18]

Koš lze doplnit nástavci, které umožní zakrytí nádobí a skla, pro následné stohování košů. Takto upravené koše lze přepravovat včetně obsahu. Úprava košů s příčkami usnadňuje kontrolu počtů při inventurách.



Obr. 2.7 - koš na příbory [5]

3. Možné varianty řešení

Dopravníky používané pro kontinuální myčku, zejména pásové dopravníky, jsou specializovaná strojní zařízení, která jsou používána zvláště k přepravě sypkých či polotekutých hmot. Může se ale jednat i o přepravu jednotlivých menších předmětů, např. zavazadel, balíků, nebo také znečištěného nádobí skrz kontinuální myčku kde je uskutečňován proces mytí.

a) Pásový dopravník

Jednou z možností je volba přímého **pásového dopravníku**. Jsou to mechanické dopravníky s tažným a nosným orgánem v podobě nekonečného pásu vedeného a poháněného bubny a podpíraného válečky nebo rovinnou plochou.

Pohony pásových dopravníků jsou tvořeny z elektromotoru a šnekové, kuželo-čelní převodovky suvně uložené na hřídeli hnacího bubnu. Elektroinstalaci – ovládání pásového dopravníku je možné doplnit o frekvenční měnič, řídicí jednotku, čidly apod. pro automatické systémy řízení.

Provedení pásů je PVC, polyuretan pro vnitřní technologie chráněné proti vlivům počasí / -10 až 70°C /.

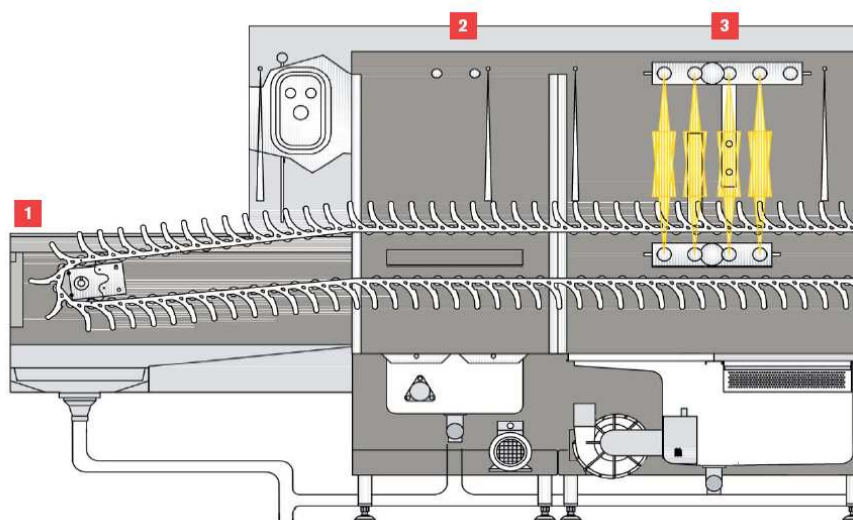


Obr. 3.1 - přímý pásový dopravník [17]

Nevýhodou u tohoto typu je nutnost použití čističů pásu. Je logické, že při procesu mytí se mohou na pás dostat nečistoty (zbytky jídla), které se na pás přilepí a je nutné je

odstranit. K tomuto účelu slouží tzv. čističe pásu umístěné ve vratné větvi pásového dopravníku. Další nevýhodou je velký počet rotujících částí, což znamená složitou údržbu.

Podstatnou nevýhodu také představuje nedokonalé oplachování nádobí. Oplachování je zajišťováno dvěma rameny, horním a spodním, s trysky (bod 3). Jak je patrné z následujícího obrázku [9] voda vycházející ze spodní trysky neprojde přes pás, což vylučuje spodní opláchnutí nádobí. Při použití této varianty by bylo nutné změnit polohu trysky a umístit ji např. na boční stěnu myčky.



Obr. 3.2 - řez kontinuální myčkou [16]

Podstatnou nevýhodu pásového dopravníku představuje špatné odvádění vody z pásu dopravníku při mytí. Voda vypouštěná horními tryskami dopadá na pás a nemá kde odtékat.



Obr. 3.3 - horní ramena s tryskami

b) Článkový dopravník

Další možnou variantou je použití **článekového dopravníku**. Článekové dopravníky jsou určeny většinou pro dopravu kusového materiálu.

Článekový dopravník je dopravník, jehož unášecím prostředkem je článekové dopravní pásmo a tažným prvkem jeden až dva nekonečné řetězy. Řetězy spolu s články vytvářejí plastický pás dopravníku, který je velmi ohebný, schopný procházet svislé, ale i vodorovné oblouky.



Obr. 3.4 - článekový dopravník

Mezi nesporné výhody článekového dopravníku patří pás složený z jednotlivých článků, které mohou mít tvarové výstupky, do nichž se uloží nádobí a není tedy nutno, ale ani vyloučeno, použití košů na nádobí. Články s tvarovými plochami zde tedy nahrazují funkci košů.



Obr. 3.5 - pás článkového dopravníku s nádobím

Pohony článkových dopravníků jsou takéž, jako u pásových dopravníků, tvořeny z elektromotoru a šnekové, kuželo-čelní převodovky suvně uložené na hřídeli hnacího bubnu. Elektroinstalaci – ovládání článkového dopravníku je možné doplnit o frekvenční měnič, řídicí jednotku, čidly apod. pro automatické systémy řízení.

Jednotlivé články dopravníku mohou být:

- A) plast
- B) ocel-plast
- C) ocel nerez

Velkou výhodou oproti pásovému dopravníku je umožnění spodního oplachu nádobí, čímž se zvyšuje efektivita mytí a zajištění odtoku vody při mytí.

c) Válečková poháněná trať

Jednou z dalších možností, která se nabízí, je **válečková poháněná trať**. Válečkovou trať tvoří soustava válečků otočných kolem os uložených v rámu a kolmých na směr dopravy. Válečková trať je přímá nebo oblouková. V druhém případě jsou válečky nahrazeny valivými konickými tělesy, jejichž povrchové přímky leží v rovině tratí a osy jsou kolmé na dráhu pohybu dopravovaných materiálů.

Pohyb dopravovaného materiálu probíhá vlastní hmotností nebo nucenou – pohonem válečků (gravitační/poháněné).



Obr. 3.6 - válečková oblouková pohaněná trať [17]

Válečkové tratě jsou určeny pro dopravu kusového materiálu mezi pracovišti, jako sběrné trasy ve skladech, pro dopravu mezi výrobními pracovišti a stroji.

Rozměry válečků jsou navrhovány v souvislosti s rozměry a hmotností dopravovaného materiálu. Válečky jsou volné pro gravitační tratě a pevné s řetězovým kolem pro pohon řetězem. Válečky jsou vyráběny s povrchovou úpravou - nátěr, žárový zinek, plast

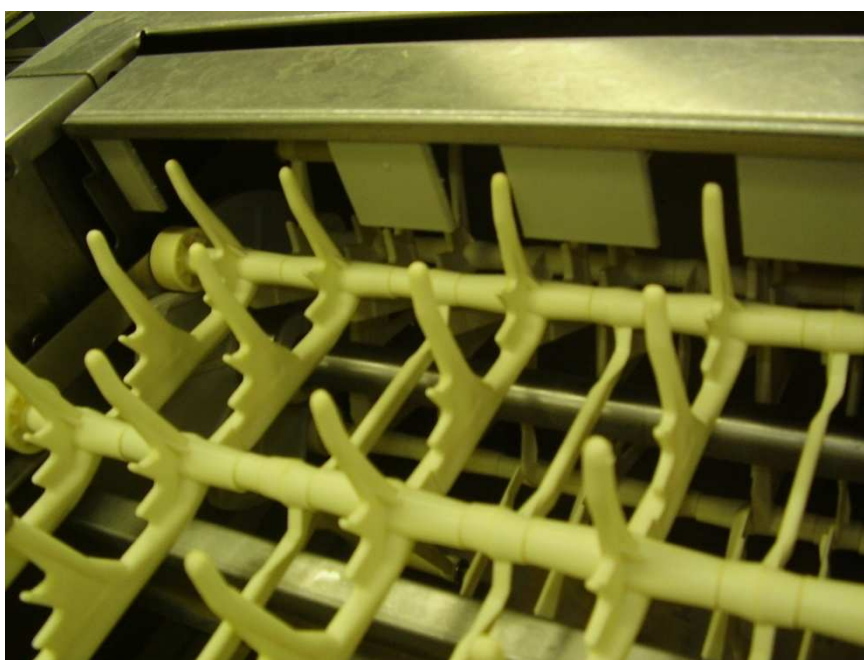
Pohony pásových dopravníků jsou tvořeny z elektromotoru a šnekové, kuželo-čelní převodovky suvně uložené na hřídeli hnacího válečku. Elektroinstalaci – ovládání je možné doplnit o frekvenční měnič, řídicí jednotku, čidly apod. pro automatické systémy řízení.

3.1 Volba vhodné varianty

Z výše uvedených variant se jeví jako nejlepší řešení článkový dopravník, který má oproti pásovému dopravníku a válečkové trati spoustu výhod jako např. dopravní pásma je plastový řetěz, čímž je vyřešen spodní oplach nádobí a také je zajištěno odtékání vody z dopravního pásma. Pás je navíc opatřen tvarovými výstupky, což zajišťuje uchycení talířů, misek a táců bez použití mycích košů.

4. Konstrukční řešení zvoleného dopravníku

Zvolená varianta, článkový dopravník, je tvořen plastovým řetězem, opatřeným tvarovými výstupky, a tento řetěz je pomocí unášeců spojen s tažným prvkem. Tažný prvek je poháněn ocelovými nebo plastovými řetězovými koly. V některých případech je dopravní pás spojen přímo s kladičkami a stává se tak nosným a tažným prvkem zároveň.



Obr. 3.7 - článkový pás s kladičkami a plastovými řetězovými koly

4. 1 Varianty řešení tažného prvku

a) Kladička s jednořadým válečkovým řetězem

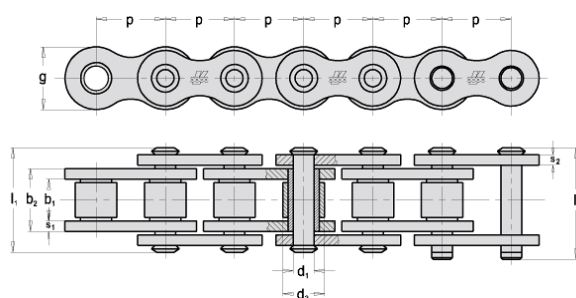
Článkový řetěz, spojen s článkovým pásmem pomocí unášeců, se pohybuje po plastové kladičce. Vedení řetězu vzhledem ke kladičce je zajištěno boční vodící lištou.



Obr. 4.1 - plastová kladička [6]

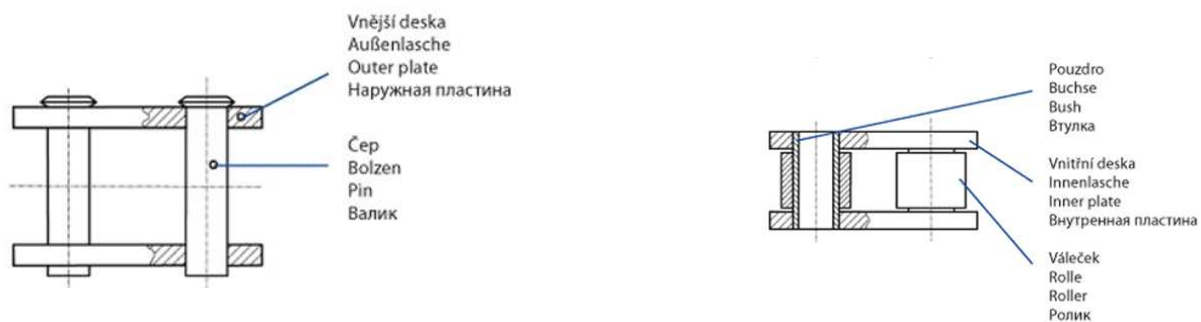


Obr. 4.2 - článkový řetěz s unášeci [7]



Obr. 4.3 - válečkový řetěz [7]

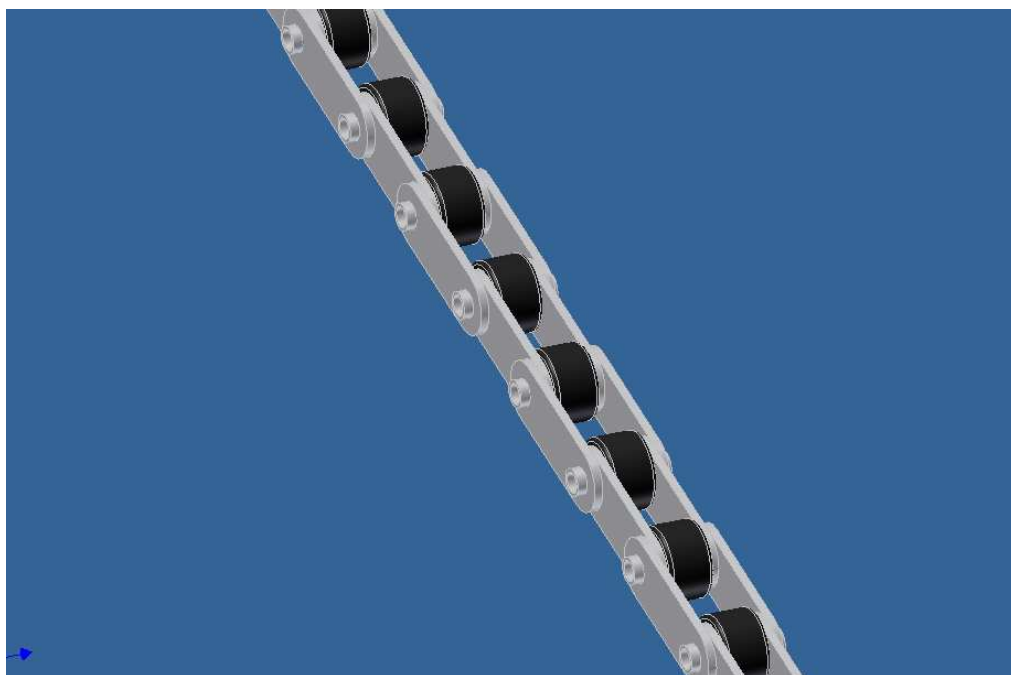
Každý válečkový řetěz se skládá z vnitřních a vnějších článků. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny oba druhy článků včetně jejich komponentů.



Obr. 4.4 - části válečkového řetězu [7]

b) Řetěz s kladkou používaný v potravinářském průmyslu

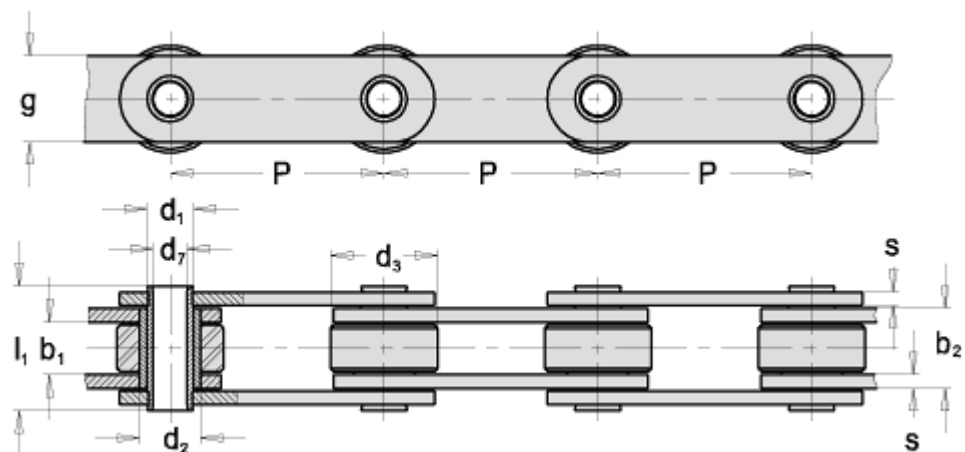
Jedná se o řetěz, spojený s článkovým pásmem, s kladičkami v pouzdru, které zajišťují pohyb řetězu po vodící liště. Kladičky jsou většinou pro bezhlučný chod vyrobeny z plastů.



Obr. 4.5 - řetěz

4.2.1 Konstrukční řešení zvoleného tažného prvku

Jako tažný prvek pro článkový dopravník volím variantu **b** (řetěz s kladičkami), která je oproti první možnosti elegantnějším a hlavně jednodušším řešením.



Obr. 4.6 - válečkový řetěz [7]

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Měrná hmotnost řetězu	$m_{\text{řetězu}}$	1,6	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$
Rozteč řetězu	$P_{\text{řetězu}}$	38,1	mm
Vnější průměr čepu	d_1	7,93	mm
Vnější průměr kladičky	d_3	22	mm
Vnější průměr pouzdra čepu	d_2	11,94	mm
Vnitřní průměr čepu	d_7	6	mm
Vnitřní šířka vnitřní spony	b_1	12,9	mm
Vnější šířka vnitřní spony	b_2	18,2	mm
Délka čepu	l_1	28	mm
Tloušťka spony	s	2,4	mm
Šířka spony	g	17,8	mm

Tab. 4.1 - rozměry řetězu

Materiál jednotlivých částí řetězu

Tažný prvek, v našem případě řetěz, je složen z kladičky, pouzdra, vnější a vnitřní spony. Všechny tyto části, stejně jako článkový pás přicházejí do styku s vodou, proto jsou voleny materiály nerezové. Kladička je z důvodu menší hlučnosti volena z nylonu.

Název součásti	Materiál
Řetěz	Nerez
Čep	Nerez
Pouzdro	Nerez
Spona	Nerez
Kladka	Nylon

Tab. 4.2 - materiály součástí řetězu

4.2 Nosná konstrukce

Nosná konstrukce slouží hlavně k podepření a vedení tažných řetězů mezi poháněcí a vratnou stanicí a přenášení zatížení dopravníku do podpěr. Konstrukce pro článkový dopravník je většinou poměrně robustní a je závislá hlavně na způsobu vedení článkového pásu (valivé nebo kluzné), na počtu a typu tažného řetězu a na tvaru dopravní trasy (přímá, nebo zakřivená).

Varianty řešení nosné konstrukce článkového dopravníku:

a) Nosná konstrukce tvořená hliníkovými profily

Základem systému jsou přesné eloxované hliníkové profily s podélnými drážkami a otvory pro upevnění spojovacích prvků a rozsáhlého příslušenství, povrchové plochy jsou odolné proti korozi a poškrábání. Koncepce systému umožňuje velkou pružnost, vysokou přesnost, ale také rychlou přestavitelnost a možnost opakovaného použití prvků systému.

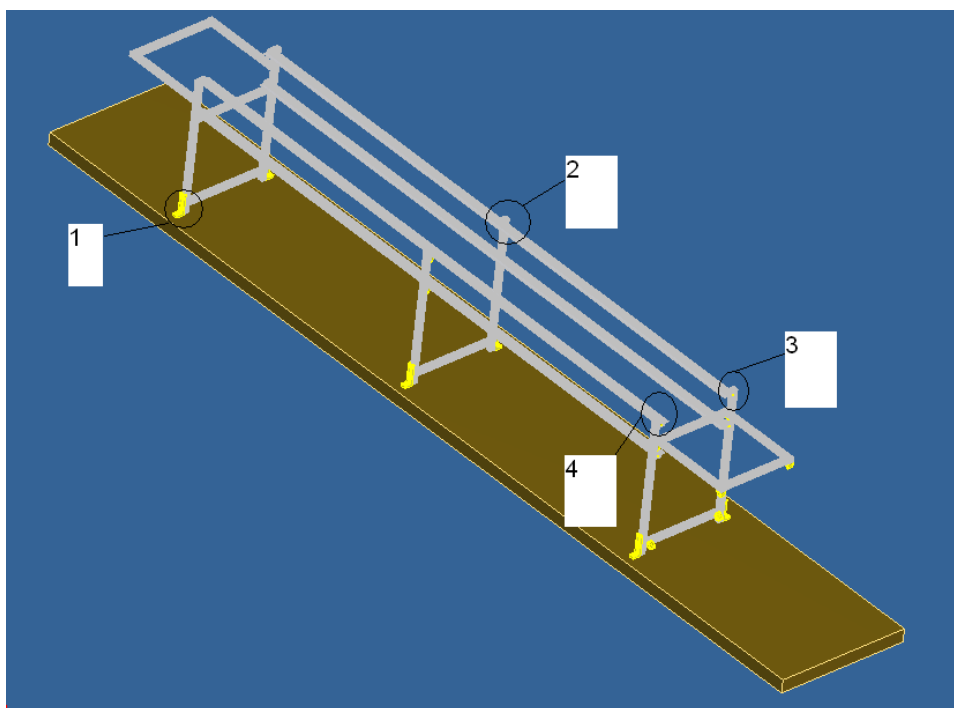


Obr. 4.7 - hliníkové profily [11]

Upínání jednotlivých hliníkových profilů je nejčastěji zajišťováno maticí pro T-Drážku a šrouby s odpruženým elementem. Jedná se o šrouby s dutým tělem, ve kterém je vždy nerezová tlačná pružina a další element (kulička nebo čípek), který je pružinou odtlačován. Tento element působí silou na jiný díl a plní funkci zajištění

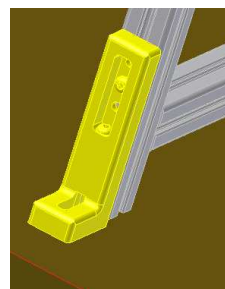
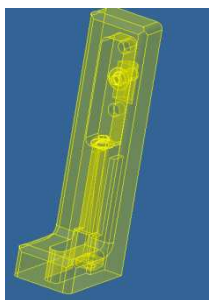


Obr. 4.8 - spojení hliníkových profilů pomocí matice s T-Drážkou a šrouby [11]

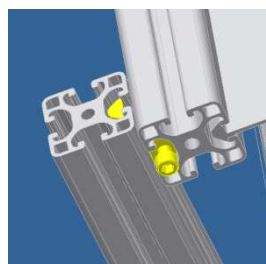
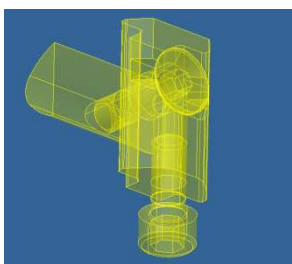


Obr. 4.9 - možné řešení nosné konstrukce pomocí hliníkových profilů

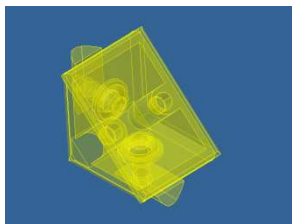
Způsoby spojování hliníkových profilů



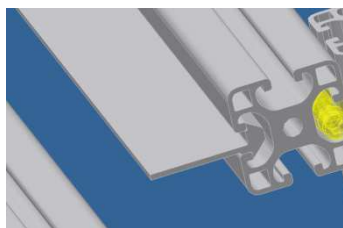
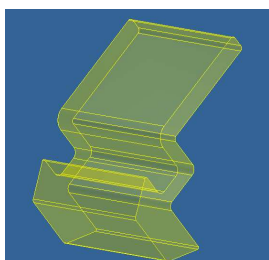
Obr. 4.10 - upevnění konstrukce do země pomocí podstavců



Obr. 4.11 - spojení pomocí dvou matic s T-Drážkou a dvěma šrouby



Obr. 4.12 - upevnění dvou profilů pomocí podpěry



Obr. 4.13 - vodící lišta, po které se pohybuje kladičkový řetěz

Nosná konstrukce z hliníkových profilů je lehká a snadno smontovatelná ale také ne příliš stabilní vzhledem k zatížení, které musí přenášet, nehygienická z důvodu použití hliníku jako materiálu profilů a cenově nákladná. Při použití drážkových profilů by navíc mohlo docházet k usazování zbytků jídla v drážkách, sloužících ke spojování jednotlivých profilů.

b) Nosná konstrukce tvořená nerezovými profily

Nosnou konstrukci tvoří svařované nerezové profily, které jsou pevné, houževnaté, a nepodléhající korozi. Výsledná konstrukce je pak samozřejmě těžší než u hliníkových profilů ale také stabilnější a hygieničtější.

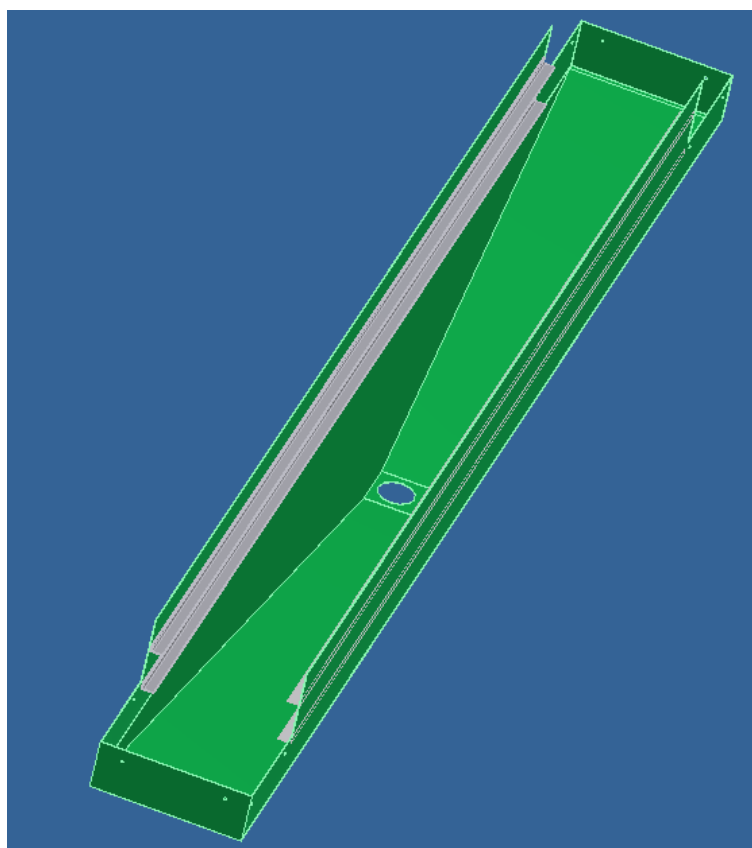


Obr. 4.14 - nerezové materiály[12]

Svařovaná nosná konstrukce je vybavena plechovou vanou (na modelu vyznačena zeleně), která zabraňuje stříkání vody všude kolem. Spodní dno této vany je vedeno směrem ke středu z obou stran pod určitým úlem, aby voda mohla odtékat kruhovou výpustí umístěnou uprostřed dna vany.

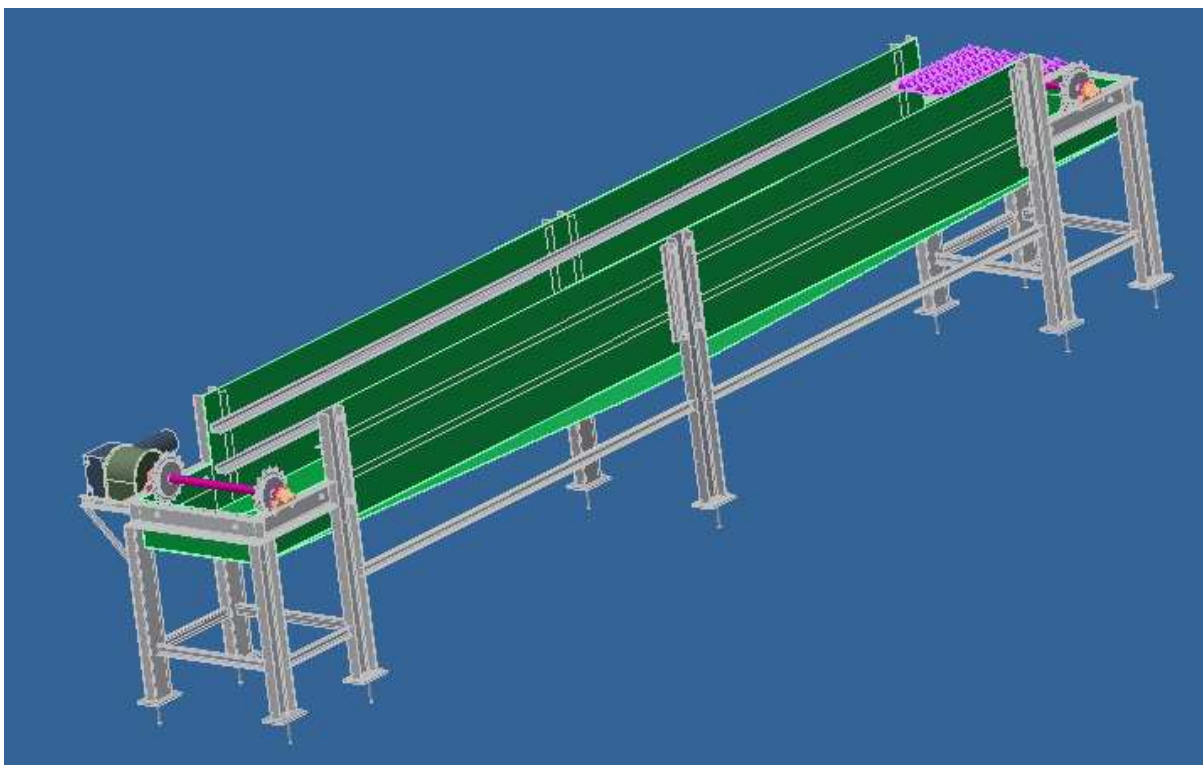
Volba vhodné varianty

Z důvodu lepší stability a požadované robustní konstrukci volím variantu b – konstrukci tvořenou svařovanými profily.



Obr. 4.15 – plechová vana

Vana je považována z plechů. Na vnitřních stranách jsou přivařeny L profily, po kterých se odvaluje řetěz s kladičkami.



Obr. 4.16 - konstrukce dopravníku tvořena svařovanými profily

5. Výpočet dopravníku

Zadané hodnoty

Článekový dopravník slouží k posouvání nádobí skrz kontinuální myčku v provozu jídelny. Navržený dopravník musí splňovat dopravní výkonnost $Q_{\min} = 600$ osob/h, při maximální délce dopravníku $L_{\max} = 5$ m a běžné skladbě použitého nádobí. Mezi další požadavky patří hygieničnost provozu a možnost snadného čištění dopravníku.

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Požadovaný dopravní výkon	Q_{\min}	600	osob·h ⁻¹
Max. délka dopravníku	L_{\max}	5	m

Tab. 5.1 - hlavní zadané parametry

5.1 Stanovení rychlosti pásu

Rychlost pásu článkového dopravníku byla zvolena s ohledem na jeho funkci. Hodnota 0,05 m/s se může jevit jako příliš malá. Tato rychlost pásu je ovšem reálná a nezbytná vzhledem k operacím, které nádobí musí během mytí uvnitř myčky podstoupit.

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Rychlost pásu	$V_{\text{pásu}}$	0,05	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

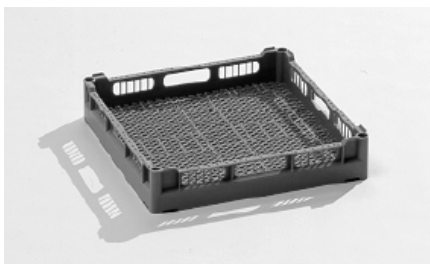
Tab. 5.2 - rychlost pásu článkového dopravníku

5.2 Určení hmotnosti na páse

Hmotnost na páse představuje součet všech hmotností působících na jeden metr dopravního pásu. I když se jedná o dopravník s článkovým pásmem, kde se nabízí uložení nádobí přímo na páse, nesmíme zapomenout na mytí příborů, které jsou naskládány v mycích koších. Při výpočtu uvažujeme variantu, způsobující největší zatížení a to jsou právě mycí koše s příbory.

Hmotnost koše

Pro uložení nádobí volím plastový koš o rozměrech 500x500x72 mm.



Obr. 5.1 - zvolený koš 500x500x72 mm [18]

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Hmotnost koše	$m_{\text{koše}}$	3	kg
Délka koše	$l_{\text{koše}}$	500	mm
Šířka koše	$b_{\text{koše}}$	500	mm
Výška koše	$h_{\text{koše}}$	72	mm

Tab. 5.3 - parametry koše

Hmotnost koše získána z modelu vytvořeného v programu Inventor.

Hmotnost nádobí

Jako nejtěžší variantu, způsobující největší zatížení, uvažuji koš naplněný příbory. Počet příborů v koši volím 210 při uvažovaném zaplnění 70%.

Logickou cestou spočteme hmotnost příborů v jednom koši m_n :

$$210 \text{ příborů} = 70 \text{ lžící} + 70 \text{ vidliček} + 70 \text{ nožů}$$

$$m_{\text{nádobi}} = 70 \cdot m_{\text{lžice}} + 70 \cdot m_{\text{vidličky}} + 70 \cdot m_{\text{nože}}$$

$$m_{\text{nádobi}} = 70 \cdot 0,04 + 70 \cdot 0,03 + 70 \cdot 0,072$$

$$m_{\text{nádobi}} = 9,94 \text{ kg} \approx \underline{10 \text{ kg}}$$

Hmotnost	Označení	Hodnota	Jednotka
Lžice	$m_{\text{lžice}}$	0,04	kg
Vidlička	$m_{\text{vidličky}}$	0,03	kg
Nůž	$m_{\text{nože}}$	0,072	kg

Tab. 5.4 - hmotnosti příborů

Hmotnost koše s nádobím

Hodnotu dostaneme součtem hmotnosti koše a nádobí.

$$m_k = m_{\text{koše}} + m_{\text{nádobí}} \quad (5.1)$$

$$m_k = 3 + 10$$

$$m_k = \underline{13 \text{ kg}}$$

Hmotnosti	Označení	Hodnota	Jednotka
Koš s nádobím	m_k	13	kg

Tab. 5.5 - hmotnost koše s nádobím

Celková hmotnost koše s nádobím na jeden metr pásu

$$m_c = n_k \cdot m_k \quad (5.2)$$

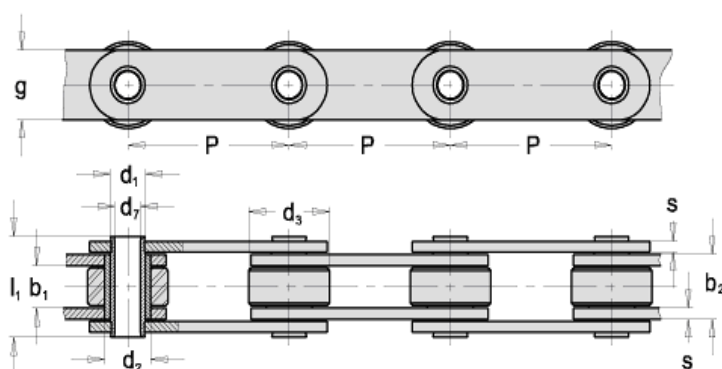
$$m_c = 2 \cdot 13$$

$$m_c = \underline{26 \text{ kg/m}}$$

n_k – počet košů uložených na 1 metr délky pásu

5.2.1 Hmotnost tažného prvku

Tažný prvek představuje řetěz s kladičkami používaný v potravinářském průmyslu.

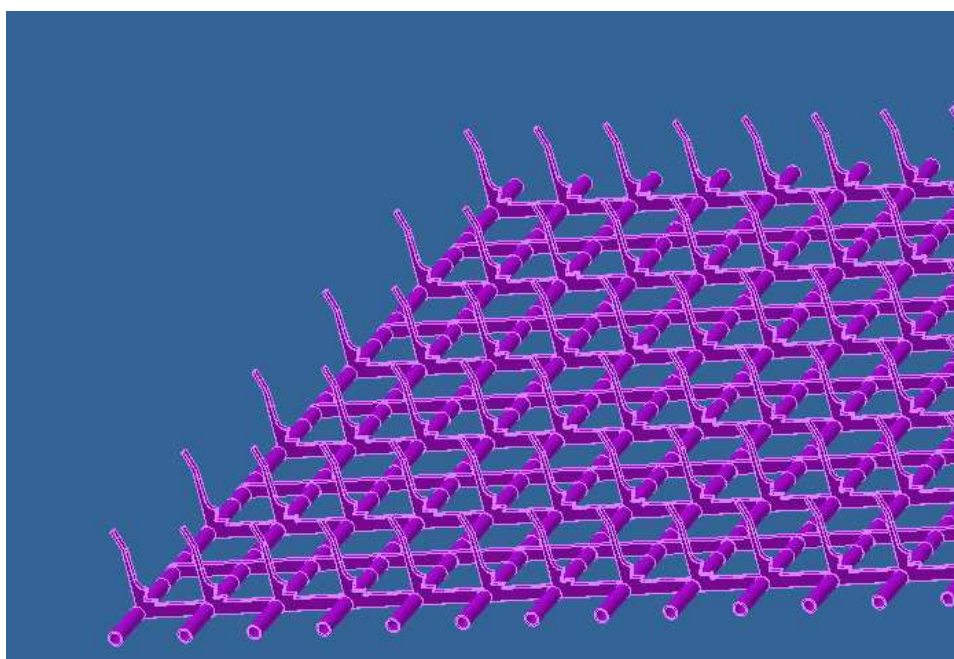


Obr. 5.2 - řetěz s kladičkou [7]

$$m_{\text{řetězu}} = \underline{1,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}}$$

5.2.2 Hmotnost článkového pásu

Ke zjištění hmotnosti pásu byl použit program Inventor. V tomto programu byly vymodelovány jednotlivé části, ze kterých se pás skládá a sestaveny do jednoho celku, čímž vznikl model článkového pásu, přičemž každému z jednotlivých částí byl přiřazen odpovídající materiál ze kterého je vyroben a tudíž také odpovídající fyzikální vlastnosti. Program pak pomocí zadaných hodnot vypočetl metrovou hmotnost článkového pásu, která je zobrazena v tab. 5.6.



Obr. 5.3 - článkový pás

Hmotnost	Označení	Hodnota	Jednotka
Měrná hmotnost článkového pásu	$m_{\text{pásu}}$	4,4	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$

Tab. 5.6 - hmotnost článkového pásu

5.3 Výpočet pohybových odporů

Odpor v pracovní větvi způsobený pohybem pásu

$$K_1 = \frac{L \cdot (m_c + 2 \cdot m_{\text{řetězu}} + m_{\text{pásu}}) \cdot g \cdot (\zeta + f_{\varepsilon} \cdot \frac{d_1}{2})}{\frac{d_3}{2}} \quad [1] \quad (5.3)$$

$$K_1 = \frac{5 \cdot (26 + 2 \cdot 1,6 + 4,4) \cdot 9,81 \cdot (0,001 + 0,07 \cdot \frac{0,00793}{2})}{\frac{0,022}{2}}$$

$$K_1 = \underline{191,41 \text{ N}}$$

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Koeficient valivého tření mezi kladičkou a lištou	ζ	0,001	m
Koeficient čepového tření čepu kladičky	f_{ε}	0,07	-

Tab. 5.7 – hodnoty koeficientů tření[1]

Odpor ve vratné větvi způsobený pohybem pásu

$$K_2 = \frac{L \cdot (2 \cdot m_{\text{řetězu}} + m_{\text{pásu}}) \cdot g \cdot (\zeta + f_{\varepsilon} \cdot \frac{d_1}{2})}{\frac{d_3}{2}} \quad [1] \quad (5.4)$$

$$K_2 = \frac{5 \cdot (2 \cdot 1,6 + 4,4) \cdot 9,81 \cdot (0,001 + 0,07 \cdot \frac{0,00793}{2})}{\frac{0,022}{2}}$$

$$K_2 = \underline{43,3 \text{ N}}$$

Celkový odpor způsobený pohybem pásu

$$K = K_1 + K_2 \quad [1] \quad (5.5)$$

$$K = 191,41 + 43,3$$

$$K = \underline{234,71\text{N}}$$

5.4 Výpočet potřebného výkonu elektromotoru

$$P = \xi \frac{K \cdot v}{\eta_c} \quad [2] \quad (5.6)$$

$$P = 1,1 \frac{234,71 \cdot 0,05}{0,9}$$

$$P = \underline{14,343\text{W}}$$

η_c - účinnost poháněcí stanice

$$\eta_c = (0,85 \text{ až } 0,95)$$

$$\eta_c \text{ volím } \underline{0,9}$$

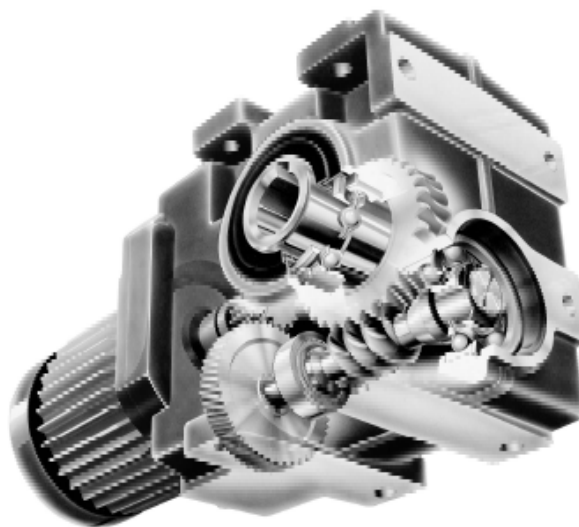
ξ -součinitel nezahrnutých odporů (odpory řetězových kol, odpory způsobené ohýbáním řetězu), ξ volím 110%

6. Poháněcí stanice

Poháněcí stanice slouží k přeměně točivého momentu pohonu na tažnou sílu v řetězech a je obdobná jako např. u pásového dopravníku, s tím rozdílem, že hnací buben je nahrazen řetězovým kolem nebo řetězovými koly. Pohon řetězového kola může být buď jednostranný nebo oboustranný.

6.1 Volba elektromotoru

Volím trojfázový asynchronní převodový motor C.38-M71B6 s kuželočelní převodovkou dle katalogu firmy Flender



Obr. 6.1 - převodový asynchronní elektromotor[13]

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon	P	0,09	kW
Jmenovité otáčky	n_m	903,396	min^{-1}
Jmenovitý moment	M_m	0,518	N·m
Účinnost elektromotoru	η_m	60	%
Účinník cos	$\cos\varphi$	0,6	-
Moment setrvačnosti	J_m	0,00073	kg/m^2
Hmotnost	m_{el}	7	kg
Převodový poměr převodovky	i_p	173,73	-

Tab. 6.1 - parametry elektromotoru

6.2 Volba spojky

V praxi jsou známy různé druhy pružných spojek používaných pro spojení hnacího a hnaného hřídele. Z mechanických spojek to jsou zejména spojky, které používají jako spojovacího členu nejrůznějších prostředků, převážně pryže.

Z mnoha těchto typů spojek se v praxi osvědčily nejlépe spojky, které používají pro přenos točivého momentu pryžových obručí, upevněných volnými konci do unášecích kotoučů. Spojovací pružné kotouče jsou v podstatě analogem automobilových pneumatik. Jejich předností je v aplikaci u spojek velká druživost, která poskytuje měkký záběr a přitom dostatečně velký přenos točivého momentu. Značná druživost a měkkost pryžových obručí dále zamezuje jakémukoliv přenosu chvění strojů a dovoluje vyrovnání větší nesouososti jejich hnacího a hnaného hřídele.

Mezi hřídelem převodového elektromotoru a hřídelem s řetězovými koly volím pružnou spojku obručovou ELPEX-B z katalogu firmy Flender.



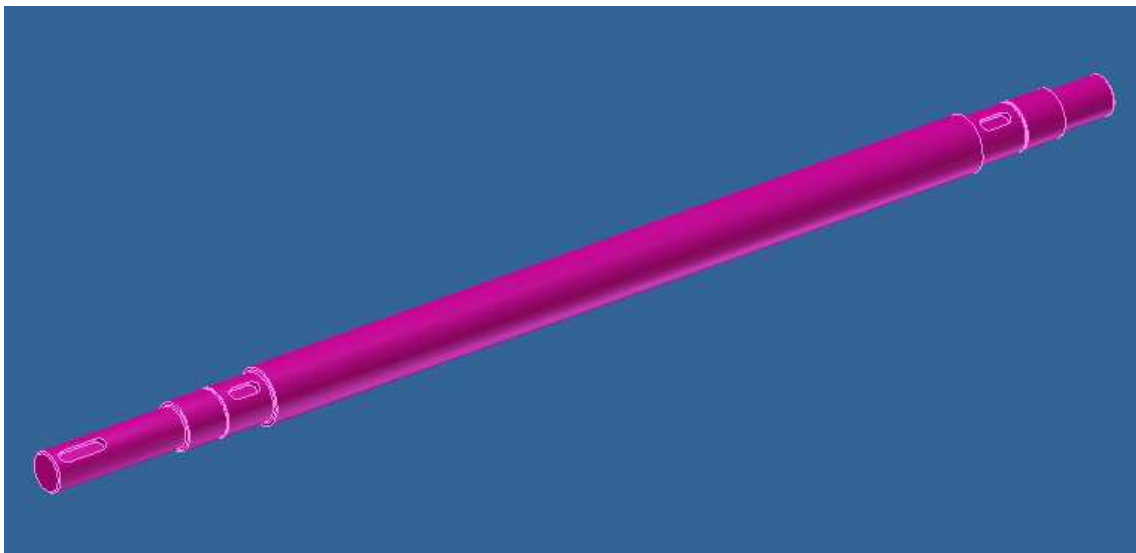
Obr. 6.6 - obručová spojka[13]

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Přenášený výkon	P_p	0,69	kW
Maximální točivý moment	Mk_s	125	N·m
Maximální průměr hřídele	ds_{max}	45	mm
Moment setrvačnosti	I_s	0,0056	kg·m ²

Tab. 6.3 - základní parametry obručové spojky

6.3 Hnací hřídel

Hnací hřídel je vyrobena z materiálu 17 240. Tato ocel se hojně používá ve farmaceutickém a potravinářském průmyslu, kde se vyskytuje oxidační prostředí. Hřídel bude přenášet točivý moment vyvozený převodovým elektromotorem na hřídel s řetězovými koly spojeným pomocí těsného pera. Hřídel bude zatížena točivým momentem od převodového elektromotoru, tíhou řetězového převodu a tažnou silou způsobenou napínáním. Řetězová kola, uložená na hřídeli, budou zajištěny proti axiálnímu posunu pojistnými kroužky.



Obr. 6.7 – hnací hřídel

6.4 Volba ložiska

Jednořadá kuličková ložiska zvláště široké využití. Vyznačují se jednoduchou konstrukcí, jsou nerozebíratelná, provozně odolná, levná a nenáročná na údržbu. Provoz a spolehlivost ložisek závisí z velké části na materiálech, z nichž jsou vyrobeny jednotlivé díly ložiska. Oceli používané pro výrobu ložiskových kroužků a valivých těles musí mít dostatečnou tvrdost, která zajistí potřebnou únosnost, odolnost proti opotřebení při odvalování a při mazání.

Ložiska Y

Ložiska Y jsou v podstatě kuličková ložiska, která jsou na obou stranách utěsněna, mají kulovitě vypouklý vnější průměr vnějšího kroužku a vnitřní kroužek, který je rozšířen na jednu nebo na obě strany.



Obr. 6.8 – ložisko SKF typu Y [8]

Ložisko typu Y je na hřídeli zajištěno stavěcím šroubem



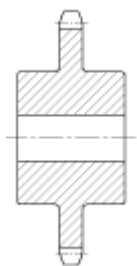
Obr. 6.9 - ložisko zajištěné stavěcím šroubem [8]

Volím ložisko SKF 25 TF viz Obr. 6.8

6.5 Volba řetězového kola

Nedílnou součástí řetězového převodu je kvalitní řetězové kolo. Řetězové kolo je ozubené kolo přenášející obvodovou sílu mezi řetězem a hřídelí. K přenosu rotačního pohybu a točivého momentu z hnacího kola na hnané dochází v důsledku přímého tvarového styku mezi zuby řetězových kol a řetězem. Stav a kvalita řetězových kol ovlivňují životnost řetězu. Nekvalitně vyrobené řetězové kolo může způsobit poškození řetězu a neklidný chod převodu.

Volím řetězové kolo s oboustranným nábojem.



Obr. 6.10 – schéma řetězového kola [7]



Obr. 6.11 – řetězové kolo [7]

6.5.1 Výpočet rozměrů řetězového kola [11]

Průměr roztečné kružnice:

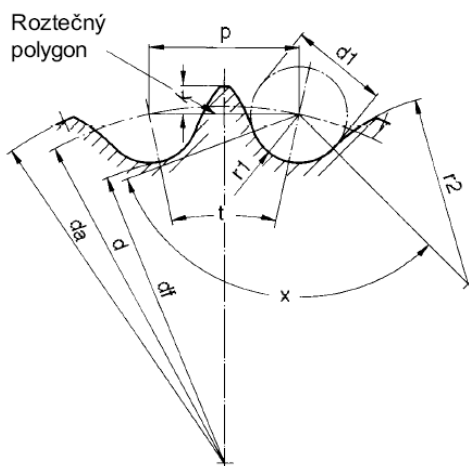
$$d_d = \frac{P}{\sin \cdot \frac{180}{z}} \quad (6.1)$$

$$d_d = \frac{38,1}{\sin \cdot \frac{180}{16}}$$

$$d_d = \underline{190 \text{ mm}}$$

z- počet zubů řetězového kola

z volím 16



Obr. 6.12 - řetězové kolo [11]

Průměr hlavové kružnice:

Maximální průměr hlavové kružnice:

$$d_{amax,} = d_d + 1,25 \cdot p - d_3 \quad (6.2)$$

$$d_{amax,} = 190 + 1,25 \cdot 38,1 - 22$$

$$d_{amax,} = \underline{215 \text{ mm}}$$

Minimální průměr hlavové kružnice:

$$d_{amin,} = d_d \cdot \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) \cdot p - d_3 \quad (6.3)$$

$$d_{amin,} = 244 \cdot \left(1 - \frac{1,6}{20}\right) \cdot 38,1 - 22$$

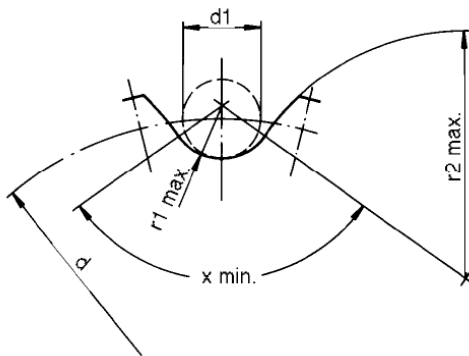
$$d_{amin,} = \underline{202,48 \text{ mm}}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_f = d_d - d_3 \quad (6.4)$$

$$d_f = 190 - 22$$

$$d_f = \underline{168 \text{ mm}}$$



Obr. 6.13 - řetězové kolo [11]

Poloměr dna zubu:

Maximální poloměr dna zubu:

$$r_{1\max} = 0,505 \cdot d_3 + 0,069 \sqrt[3]{d_3} \quad (6.5)$$

$$r_{1\max} = 0,505 \cdot 22 + 0,069 \sqrt[3]{22}$$

$$r_{1\max} = \underline{11,3 \text{ mm}}$$

Minimální poloměr dna zubu:

$$r_{1\min} = 0,505 \cdot d_3 \quad (6.6)$$

$$r_{1\min} = 0,505 \cdot 22$$

$$r_{1\min} = \underline{11,11 \text{ mm}}$$

Výška zubu:

Maximální výška zubu:

$$k_{\max} = 0,625 \cdot p - 0,5 \cdot d_3 + \frac{0,8}{z} \cdot p \quad (6.7)$$

$$k_{\max} = 0,625 \cdot 38,1 - 0,5 \cdot 22 + \frac{0,8}{16} \cdot 38,1$$

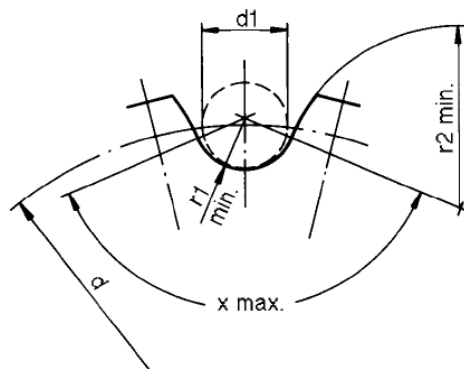
$$k_{\max} = \underline{14,72 \text{ mm}}$$

Minimální výška zubu:

$$k_{\min} = 0,5 \cdot (p - d_3) \quad (6.8)$$

$$k_{\min} = 0,5 \cdot (38,1 - 22)$$

$$k_{\min} = \underline{8,05 \text{ mm}}$$



Obr. 6.14 - řetězové kolo [11]

Poloměr zubu:

Minimální poloměr zubu:

$$r_{2\min} = 0,008 \cdot d_3 \cdot (z \cdot 2 + 180) \quad (6.11)$$

$$r_{2\min} = 0,008 \cdot 22 \cdot (16 \cdot 2 + 180)$$

Maximální poloměr zubu:

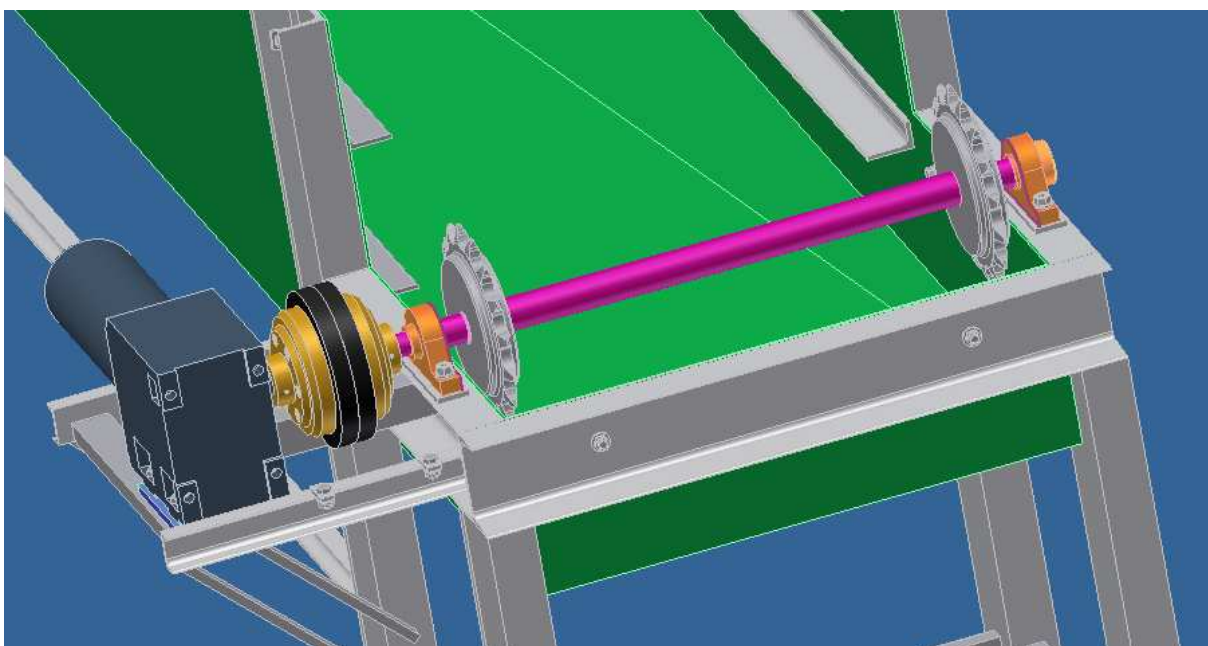
$$r_{2\max} = 0,12 \cdot d_3 \cdot (z + 2) \quad (6.12)$$

$$r_{2\max} = 0,12 \cdot 22 \cdot (16 + 2)$$

$$r_{2\max} = \underline{47,52 \text{ mm}}$$

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr roztečná kružnice	d_d	190	mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	210	mm
Průměr patní kružnice	d_f	168	mm
Poloměr dna zubu	r_1	11,1	mm
Výška zubu	k	12	mm
Poloměr zubu	r_2	50	mm
Počet zubů	z	16	-

Obr. 6.2 - základní rozměry řetězového kola



Obr. 6.15 - poháněcí stanice

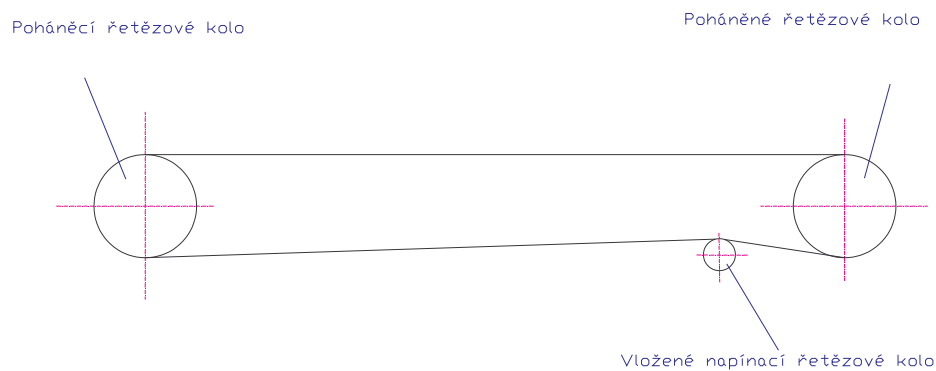
7. Napínací stanice

Napínáním řetězu zajišťujeme, aby v řetězu působil tah. Kdyby tomu bylo naopak a v řetězu vznikl tlak, mohl by řetěz vyskakovat z řetězového kola. Napínací stanici, neboli také vratnou stanici tvoří v podstatě řetězová kola uložená v ložiskách.

7.1 Způsoby napínání

Nabízí se několik variant řešení napínání:

a) napínání pomocí vloženého řetězového kola

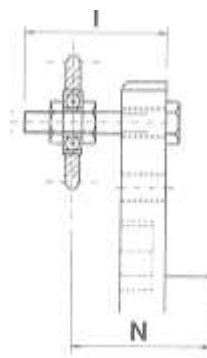


Obr. 7.1 – schéma napínání pomocí vloženého řetězového kola

Napínání je uskutečňováno vloženým řetězovým kolem, které přitlačuje ve spodní větvi řetěz, čímž dochází k napnutí řetězu.



Obr. 7.2 – napínací řetězové kolo

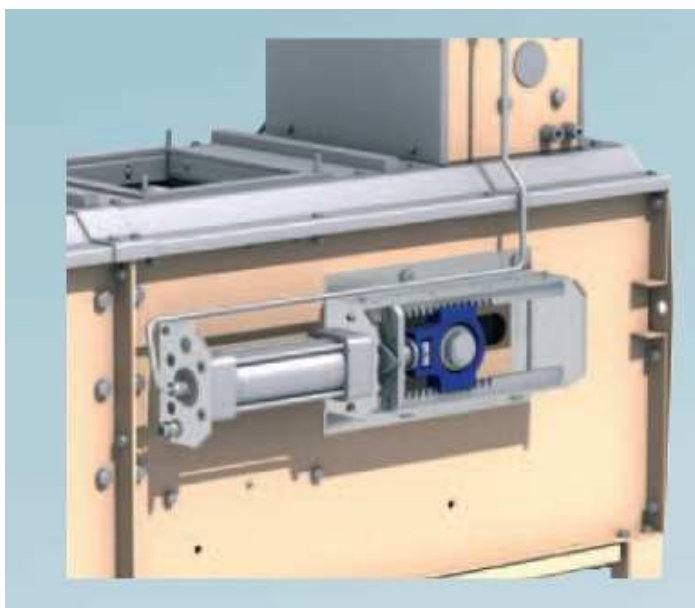


Obr. 7.3 – schéma napínacího řetězového kola

b) napínání automatickým napínačem řetězu

Slouží pro napínání řetězů do požadované úrovně a pro manipulaci s dopravním řetězem, pro jeho uvolnění při rozpojení, atd. jedná se ovšem o cenově nákladné řešení.

Automatický napínač řetězu existuje v různých provedeních lišící se médiem, které je stlačováno. Na obrázcích 7.4 a 7.5 je zobrazen příklad hydro – pneumatického a hydraulického napínače řetězu.



Obr. 7.4 - hydro-pneumatický napínač řetězu

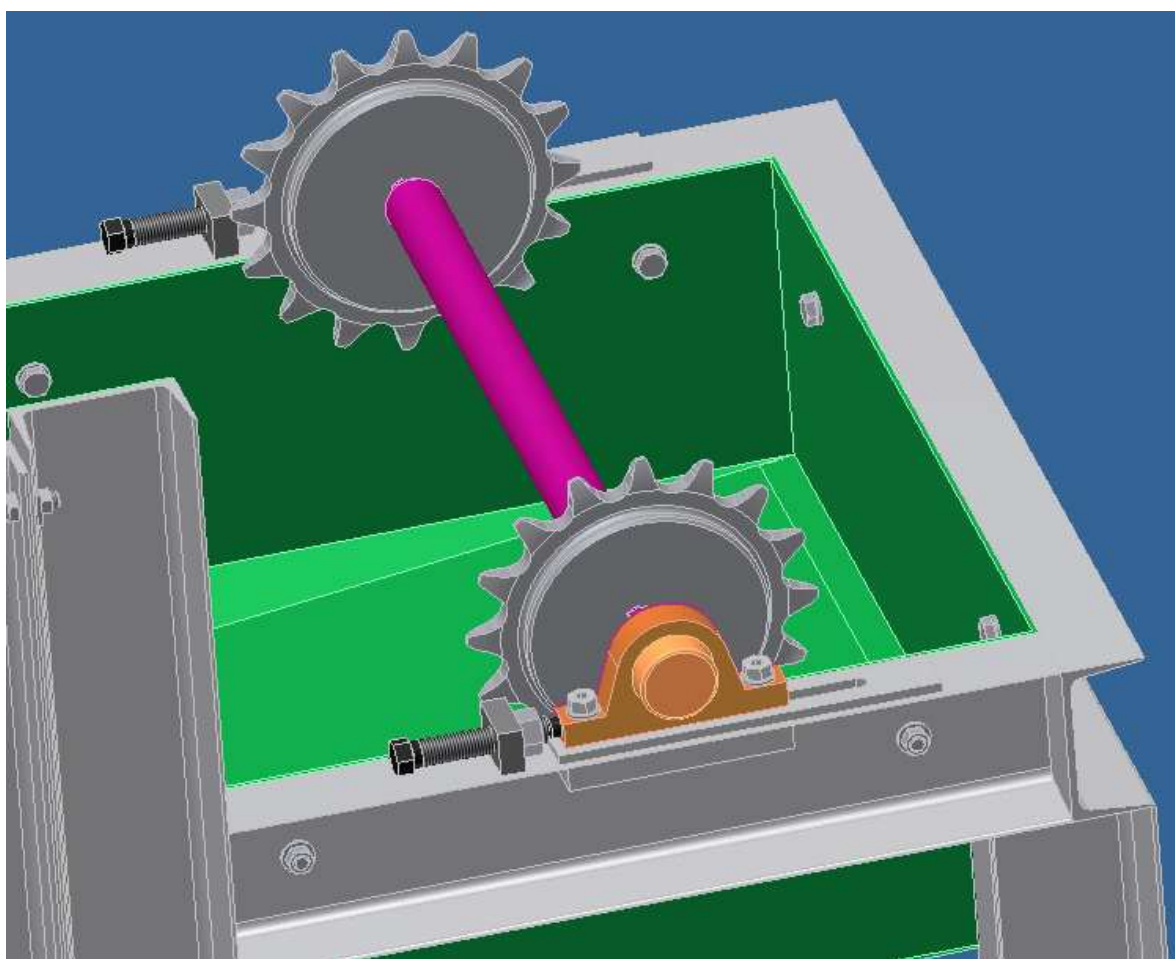


Obr. 7.5 – hydraulický napínač řetězu

c) napínání stavěcími šrouby

Napínání se uskutečňuje pomocí napínacích šroubů otáčejících se v pevné matici, přivařené na konstrukci. Otáčením šroubu v matici dochází k jeho posuvu a dosedací plocha dřívku šroubu tlačí na ložisko, čímž dochází k posunutí ložiska a hřídele s řetězovými koly. Ložisko se posouvá po podložce přivařené k napínací konstrukci. Tato podložka je vybavena drážkou, ve které se pohybují upínací šrouby ložiska. Po dosažení potřebného napnutí řetězu, se zajistí ložiska proti pohybu upínacími šrouby a dotažením pohyblivé matice na stavěcím šroubu.

Napínání se děje u každého řetězového kola samostatně. Je tedy nutné dodržet u obou stavěcích šroubů stejný počet pootočení.



Obr. 7.6 - napínací stanice

Pro napínání řetězu volím ze tří výše uvedených možností variantu c- napínání stavěcími šrouby, která je jednoduše proveditelná a finančně nenáročná.

8. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{SM} + M_{DM} < M_Z \quad [1] \quad (8.1)$$

$$0,143 + 0,115 < 1,036$$

0,252 < 1,036 Podmínka je rozběhu dopravníku je splněna.

M_{SM} -statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot K \cdot 0,5 \cdot d_d \cdot \frac{1}{\eta_c \cdot i_{ps}} \quad [1] \quad (8.2)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot 234,71 \cdot 0,5 \cdot 0,190 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 173,73}$$

$$M_{SM} = \underline{0,143 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

M_{DM} - dynamický moment

$$M_{DM} = J_m \cdot \omega \quad [1] \quad (8.3)$$

$$M_{DM} = 0,00073 \cdot 157,6$$

$$M_{DM} = \underline{0,115 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

J_m -moment setrvačnosti motoru

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{\eta_M} \quad [1] \quad (8.4)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{903,396}{60}}{0,60}$$

$$\omega = \underline{157,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

M_Z - záběrový moment motoru

$$\frac{M_z}{M_m} = 2 \quad [13] \quad (8.5)$$

$$M_z = M_m \cdot 2$$

$$M_z = 0,518 \cdot 2$$

$$M_z = \underline{1,036 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

8.2 Kontrola dopravovaného množství

V zadání je požadováno, aby navržený dopravník dokázal přepravit za 1 hodinu 600 osob. Přičemž za osobu považujeme běžný sortiment nádobí pro jednoho člověka (tác, talíř, miska, příbory, sklenice).

Vyjdeme z jednoduchého vzorce

$$t = \frac{s_D}{v_{\text{pásu}}}$$

kde:

s_D – přímka představující délku dopravníku ohraničená dvěma body mezi kterými je možno na pásu přepravovat nádobí [m] (vzdálenost vertikálních os řetězového kola napínací stanice a řetězového kola poháněcí stanice)

$$s_D = 4,993 \text{ m}$$

$v_{\text{pásu}}$ – rychlost pohybu pásu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$v_{\text{pásu}} = 0,05 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

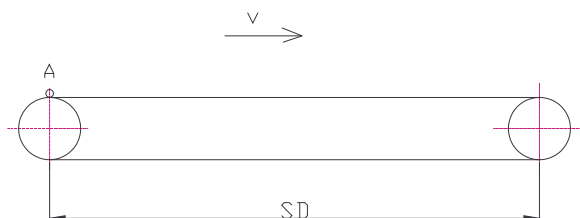
t – čas, za který bod A urazí dráhu dopravníku [s]

$$t = \frac{4,993}{0,05}$$

$$t = 99,86 \text{ s} = 0,0277 \text{ h}$$

Představme si na začátku dráhy dopravníku bod A. Vzorcem uvedeným výše jsme spočetli za jakou dobu urazí bod A dráhu dopravníku. Bylo zjištěno, že na pás o délce 1 metru

a šířce 0,5 metru můžeme uskladnit nádobí pro 4 osoby. Pomocí jednoduchého vzorce jsme schopni zjistit kolik osob dokážeme přepravit na celkové délce dopravníku za vypočtený čas.



Obr. 8.1 – schéma článkového dopravníku

$$n_c = n_{1m} \cdot S_D$$

kde:

n_{1m} - počet osob přepravených na 1 metru dopravního pásu

n_D - počet osob přepravených na celé délce dopravní trati

$$n_D = n_{1m} \cdot S_D$$

$$n_D = 4 \cdot 4,993$$

$$n_D = 19,972 \text{ osob}$$

Jestliže se za 0,0277 hodin přepraví 19,97 osob, pak za 1 hodinu se přepraví n_C osob:

$$n_C = n_D \cdot \frac{1}{t}$$

$$n_C = 19,97 \cdot \frac{1}{0,0277}$$

$$n_C = \underline{720,94 \text{ osob} \cdot \text{h}^{-1}}$$

Požadavek, aby dopravník byl schopen během hodiny přepravit min. 600 osob, je splněn.

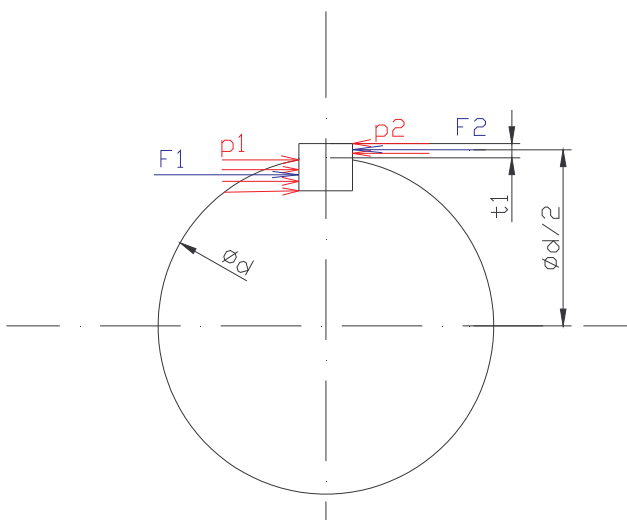
9. Volba hřídelového pera pod spojkou

Spojovací hřídelová pera používáme k přenosu kroutícího momentu mezi souosým hřídelem a nábojem kola. Kroutící moment se přenáší boky pera a drážek v hřídeli a náboji.



Obr. 10.1 - válcový konec hřídele s perem

Silové poměry ve spoji jsou patrné z obr.. Při přenosu M_k z náboje na hřídel se otláčí jak boky samotného pera, tak stěny drážky v hřídeli a stěny drážky v náboji.



Obr. 10.2 - silové poměry ve spoji

Rozhodující pro zajištění správné funkce pera je kontrola boků pera a drážek na otlačení:

$$\begin{aligned} p_1 &\leq p_{D1} & [3] \\ p_2 &\leq p_{D2} \end{aligned} \quad (9.1)$$

Jelikož v náboji s průchozí drážkou je otláčována jen přímá část boku pera délky l' a podle ČSN je $t > t_1$, je $p_2 > p_1$.

$$\frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \Rightarrow l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} \quad [3] \quad (9.2)$$

Kde zatěžující sílu F_2 vypočteme ze vztahu:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad [3] \quad (9.3)$$

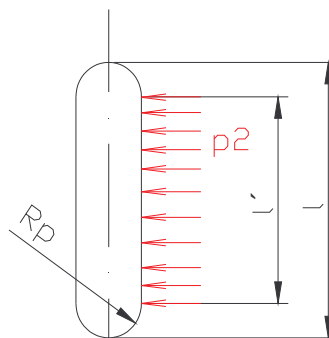
$$F_2 = \frac{106}{\frac{25}{2} + \frac{2,9}{2}}$$

$$F_2 = \underline{7598,567 \text{ N}}$$

$$l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1}$$

$$l' = \frac{7598,567}{125 \cdot 2,9}$$

$$l' = \underline{20,9 \text{ mm}}$$



Obr. 10.3 - pero

Délka pera se pak vypočte:

$$l = l' + 2 \cdot R_p \quad [3] \quad (9.4)$$

$$l = 20,9 + 2 \cdot 4$$

$$l = 28,9 \approx \underline{29 \text{ mm}}$$

Dle tabulek volím délku drážky nejbližší vyšší $l = 32$

Dále provádíme dodatečnou kontrolu na stříh:

$$\tau_s \leq \tau_{DS} \quad [3] \quad (9.5)$$

$$\frac{F_s}{l \cdot b} \leq \tau_{DS} = 30 \text{ MPa} \quad [3] \quad (9.6)$$

Střižnou sílu F_s vypočteme ze vztahu:

$$F_s = \frac{M_K}{\frac{d}{2}} \quad [3] \quad (9.7)$$

$$F_s = \frac{106000}{\frac{25}{2}}$$

$$\underline{F_s = 8480 \text{ N}}$$

$$\frac{F_s}{l \cdot b} \leq \tau_{DS} \quad [3] \quad (9.8)$$

$$\frac{8480}{8 \cdot 40} \leq 30$$

$$\underline{26,5 \leq 30}$$

Podmínka splněna. Navržené pero vyhovělo kontrole na stříh.

10. Závěr

Úkolem této bakalářské práce bylo navrhnout vhodný dopravník pro kontinuální myčku umístěnou v provozu jídelny. Délka dopravníku byla požadována maximálně 5 metrů. Přičemž délka dopravní tratě zároveň podléhá nutným technologickým procesům a operacím, kterými musí nádobí v myčce při mytí projít. V úvodu práce byly popsány 3 možné varianty dopravníků. Z těchto tří možností se jevilo jako nejideálnější řešení, splňující náročné požadavky stanovené prostředím jídelny, článkový dopravník.

V další části práce se řeší konstrukční řešení zvoleného článkového dopravníku. Varianta nosné konstrukce zhotovené z hliníkových eloxovaných profilů se může jevit jako ideální řešení, ale z důvodů požadované robustní kostry a velké stability jsem zvolil konstrukci složenou z nerezových profilů. Jako tažný prvek byl zvolen řetěz s kladičkami odvalujícími se po vodící liště tvořené z L profilů.

Druh dopravního pásu byl vybrán takový, aby byl schopen přepravit běžný sortiment nádobí. Aby nedocházelo při mytí ke stříkání vody mimo konstrukci dopravníku, zkonstruoval jsem plechovou vanu, jejíž dno je vedeno směrem ke středu z obou stran pod určitým úlem, aby voda mohla odtékat kruhovou výpustí umístěnou uprostřed dna vany. Vana je ke konstrukci přišroubována, je tedy možné ji v případě nutnosti vyjmout. I když je díky tomuto komponentu zabráněno stříkání vody mimo vanu a nemělo by dojít ke kontaktu vody s materiály mimo tuto oblast, rozhodl jsem se z důvodu výskytu vlhkého prostředí, volit nerezové spojovací materiály.

Podle vypočtené hodnoty potřebného výkonu elektromotoru jsem zvolil trojfázový asynchronní převodový elektromotor o výkonu 0,09 kW. Motor obsahuje šnekovou převodovku. Výstupní hřídel převodového elektromotoru je spojen s hnacím hřídelem prostřednictvím pružné obručové spojky. Tato spojka dovoluje měkký záběr, přitom dostatečně velký přenos točivého momentu a je schopna do určité míry vyrovnávat nesouosost hřídele hnacího a převodového elektromotoru.

Napínání článkového dopravníku je vyřešeno stavěcími šrouby, které se otáčejí v pevné matici a dosedací plochou dřívku způsobují odtlačování ložisek a tím i zároveň napínání řetězu. Nevýhodou tohoto řešení je samostatné napínání každého řetězového kola, což vyžaduje stejný počet otočení obou stavěcích šroubů.

11. Seznam použité literatury

- [1] PEŠAT, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. část. Skriptum VŠB- TU Ostrava, 1992, ISBN 80- 7078- 107- 6
- [2] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: *Dopravní a manipulační zařízení II.* Skriptum, VŠB – TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0493-X.
- [3] Kaláb, K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře- části spojovací. Skripta VŠB- TU Ostrava, 2008, ISBN 978- 80- 248- 1290- 8
- [4] www.a1-gastro.cz
- [5] www.gamagastro.cz
- [6] www.drasar.cz
- [7] www.retezy-vam.com
- [8] www.skf.com
- [9] www.atas.cz
- [10] www.renold.com
- [11] www.ulmer.cz
- [12] www.nerezove-materialy.cz
- [13] www.flender.com
- [14] www.comenda-ali.it
- [15] Části a mechanismy strojů pro bakaláře
- [16] www.gamaholding.cz
- [17] www.volny.cz
- [18] www.winterhalter.cz

12. Přílohy

Konstrukce dopravníku	STE-A1-11
Vana	STE-A2-04
Hřídel	STE-A2-01
Rám pohonu	STE-A2-03
Rám napínání	STE-A2-02